

ガスタービンの火力プラントへの応用

The Application of Gas Turbine to Thermal Power Plant

横田 一郎* 石橋 英一*
Ichirō Yokota Eiichi Ishibashi

内 容 梗 概

ガスタービンを火力プラントに応用することに関して、まずガスタービンの信頼度が最近いかに向上しているかを示し、次に構造を簡単に述べ前半はガスタービンの紹介を行った。後半ではガスタービンの応用例としてガスタービンを単独に使用する場合、および蒸気タービンと併用して使用する場合を述べ、特に併用サイクルについては多数の形式の中からわが国において最も実用性にとむ排気燃焼サイクルに重点をおいて検討した。

1. 緒 言

ガスタービンの歴史はふるく各国で各種各様の設計および製造が行われ、わが国でも一時はさかんに試作研究されたが実用されたのはほとんどなく、また実用されたものもいろいろと問題があり、一般にガスタービンの信頼度は蒸気タービンに比して著しく悪いものであると考えられていた。

このようにわが国でガスタービンはほとんどみるべきものがなかった反面諸外国ではこの間にガスタービンが全般的に進歩改良され、今日では蒸気タービンと同等の信頼度があることが実証された。

そこで日立製作所においては新しい信頼度の高いガスタービンを実際に作って長時間運転しその信頼度を実際に確かめるとともにその応用として併用プラントについても研究を進めている。

ここではまずガスタービンがいかに信頼度高いものであるかを示し、つぎにこのように高い信頼度をうるためにはどのようなことをすればよいかをのべ、さらにガスタービンのピーク負荷用としてのすぐれた特性について触れ、最後に蒸気タービンとガスタービンを組合わせた場合の併用サイクルについて論じた。

併用サイクルの形式についてはくわしく分類すると多くの種類となりうるが代表的な4種類について構成、特長などを記述し、特にわが国の現情で実用度の最も高い排気燃焼サイクルについては具体的な計画例を示し近い将来の実地計画の手がかりとした。

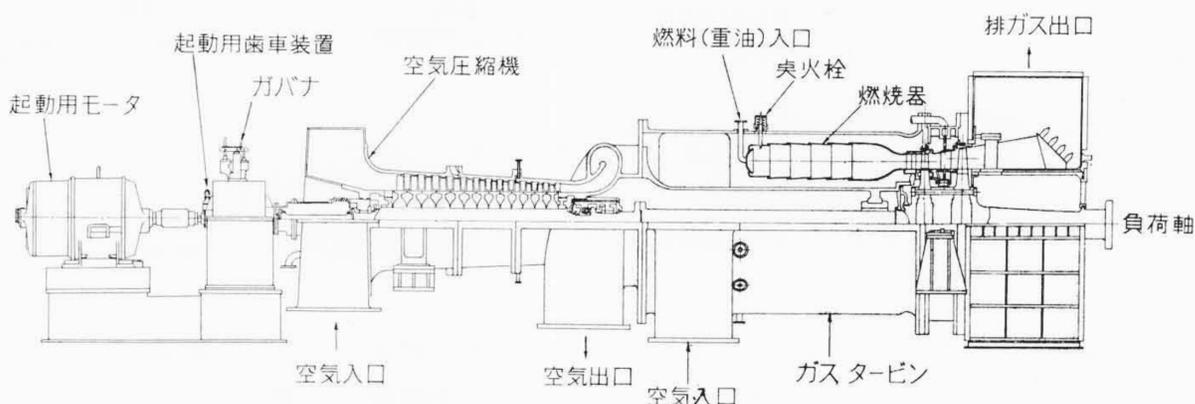
2. ガスタービンの信頼度

ガスタービンは高温のガスを使用するので蒸気タービンに比して一般に信頼度が低く、寿命が短いと思われがちであるが、今までの実績をみると決してそうではなく蒸気タービンと同様もしくはそれ以上の信頼度を有している。

信頼度を次のように定義すると、

$$\text{信頼度} = \frac{(\text{設置時間}) - (\text{事故による休転時間})}{(\text{設置時間})} \times 100\%$$

ベース負荷発電用で5年間の連続運転を行ったガスタービンの信頼度は99.34%⁽¹⁾、駆動用ガスタービンで99.92%⁽²⁾というきわめて高い値となっている。これからガスタービンは信頼度の面で蒸気タービンに比してなんら劣るものでないことがわかる。



第1図 一軸ガスタービン

3. ガスタービンの構造

日立ガスタービンの代表的な例を第1図に示す。タービン・ロータは高低圧2段の衝動タービンで構造は簡単であり、ガスタービンの特長である容積重量が小さく保守が簡単かつ急速起動に適するようになっているとともに、信頼度がきわめて高くなるように設計時より考慮が払われている。

高低圧2段衝動タービンとしたため構造簡単、容積少ないのはむしろのこと熱的にみても一段あたりの熱落差が大きいガスタービンで最も問題の大きい第1段動翼のところの温度を十分下げることができるので、多段式ガスタービンと比して材料面より安全性が増している。

また同一の安全性を持つ場合には主ガス温度を上げることができるのでそれだけ熱効率も良くなる。

第2図はタービンの各部冷却について示す。タービンの高温部には空気圧縮機より空気を抜き高温ガスが直接ふれないように冷たい空気の薄層を作って表面温度を下げ材料の耐久度を上げている。さらに、軸受部は高温ガスが浸入しないように蒸気タービンと異なり空気圧縮機からの抽出した空気をいったん冷却したのを導入し加圧密封を行い潤滑機構もこれに必ずや応じている。したがって取扱いおよび保守の面からみても十分な安全性がもたせてある。

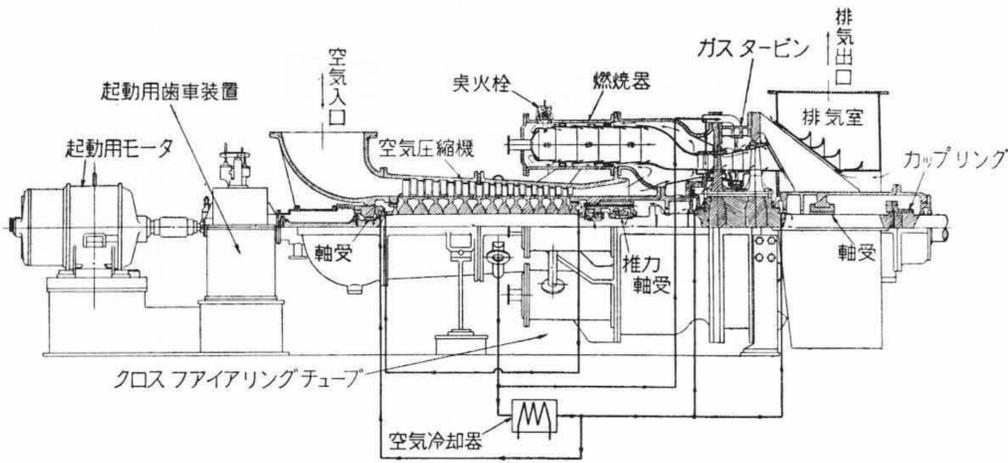
4. ガスタービンの火力プラントへの応用

前にも述べたとおりガスタービンの信頼度は現在蒸気タービンなみになっているので火力プラントへの応用は、大別して蒸気タービンの代りにガスタービンを使う場合および蒸気タービンと併用して併用プラントとして使用する場合の二つが考えられる。以下これに関して詳述する。

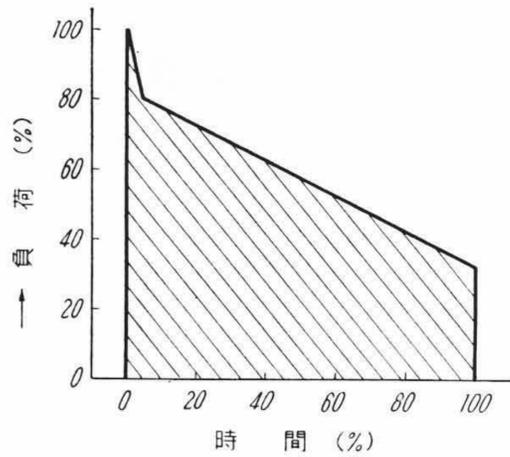
4.1 ガスタービンの単独使用

ガスタービンを単独に原動機として使用する場合は従来の蒸気タ

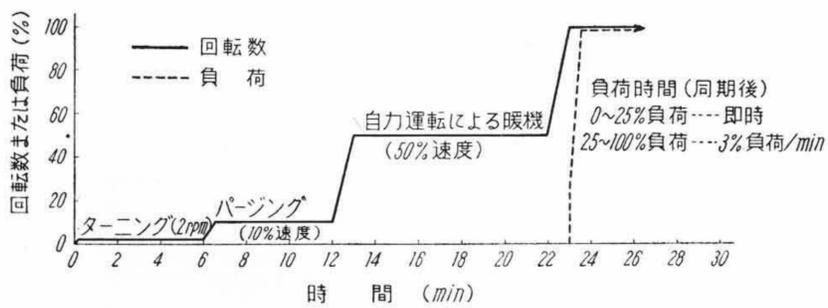
* 日立製作所日立工場



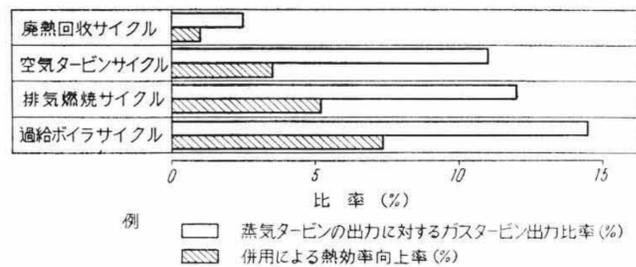
第 2 図 単一サイクル一軸ガスタービン各部冷却線図



第 4 図 負荷対時間の関係



第 3 図 ガスタービン標準起動特性



第 5 図 併用サイクルのガスタービン出力比率および熱効率向上率

ービンを使用していたところならどこでも使える。ガスタービン一基あたりの出力は単一サイクル衝動式ガスタービンで現在 21,500 kW のものが営業運転中で、近い将来 35,000 kW の出力のものが出現することになる。

現用のいわゆる大容量蒸気タービンには出力の点においておよばないが中小容量のプラントとしては十分の出力のものが得られる。ガスタービン単独使用の場合はガスタービンの特長を生じた使い方が好ましく、たとえば冷却水の得がたいところ、急速起動停止を必要とするところなどへの応用に最も適する。

第 3 図は出力 10,000 kW 程度のガスタービンの標準起動特性を示す。まったく冷却した状態より全負荷まで 25 分くらいで可能であり蒸気タービンのに比べて著しく所要時間が短かく、この性質を利用してピーク負荷用にガスタービンを使用することが効果的である。さらにこのことを経済的の面よりながめてみると次のとおりになる。

第 4 図は負荷対時間の関係を示すもので⁽³⁾縦軸は最大負荷を 100%とし、横軸は 1 年間を 100%としてそれぞれ負荷および時間を示す。したがって第 4 図の斜線部の面積が kWh を示すことになる。もちろん形状は電力系統の種類によって異なるがピーク負荷は年間数百時間程度でその電力量は全体の 1%にもみえない量である。この部分に使われるタービンの熱消費率を苦心して良くすることはほとんど意味をもたず、むしろ建設費が少なく急速起動のきくガスタービンを使用することが最も好ましいといえる。

4.2 ガスタービンと蒸気タービンの併用

ガスタービンと蒸気タービンを併用していわゆる併用サイクルにすれば最も経済的にプラントの熱効率を良くすることができる。しかしかにかに熱効率が良くてもその構成要素であるガスタービンに事故が起きるようではプラント全体に影響を及ぼすので、ガスタービンの信頼度の高いことが最も大切である。

一般にガスタービンにおいては信頼度と効率とは互に逆比例の関係がある。すなわちガスタービンで単一サイクル一軸ガスタービンでは効率は 15~19% 位で最も悪いが効率を良くするためには単一サイクルから、再生サイクル、再生中間冷却サイクル、再生再熱中間冷却サイクルと順を追ってタービンの効率は徐々に増えていく。

さらに開放サイクルから、密閉サイクルまたは半密閉サイクルへと進めばガスタービン単独でも熱効率は高温高圧蒸気タービンプラントに近いものを作ることも可能である。その反面今のべた順序にしたがってガスタービンはその特長をだんだんに失って構造は複雑となりプラントは大形化して蒸気タービンプラントに近くなり信頼度は低下して行く。併用プラントは現在蒸気タービンと同等の信頼度をもつ構造簡単な開放サイクル・ガスタービンを、またその中でも特に信頼度の高い単一サイクル・ガスタービンを蒸気タービン・プラントの一部に組込んでガスタービンの廃熱または排気中の酸素をできる限り完全に利用しようとするもので、高温部をガスタービンに低温部を蒸気タービンに受け持たせ、おのおのの特長をいかしプラントとして蒸気タービンで可能な限界をこえて一段と熱効率を増大するとともに十分な信頼度を持たせたものである。

併用サイクルによる熱効率増大の理由は解りやすい例をとると、老朽蒸気タービンプラントに高温高圧の蒸気タービンをトップ・タービンとしてとりつけ全体の熱経済性を向上するのに似ている。この際トップ・タービンの出力が旧プラントの出力に対して大きな割合をしめればしめるほど改造後の熱効率は良くなる。

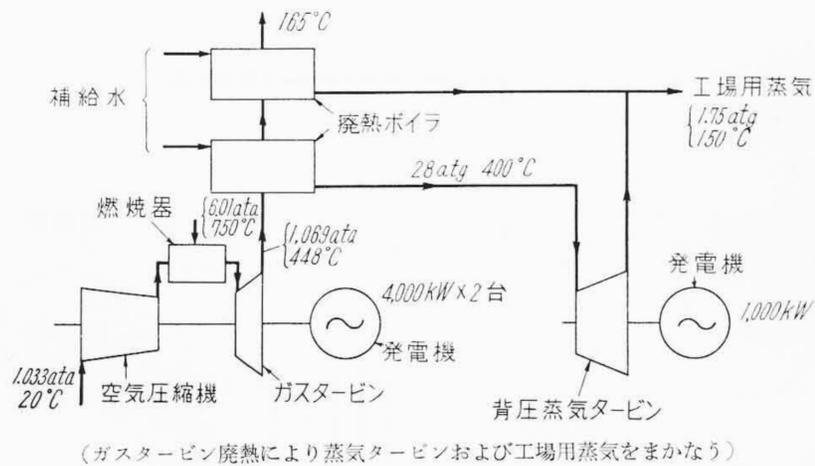
これとまったく同様のことが併用プラントについてもいえる。すなわちサイクルの高温部をうけもつガスタービンの出力が蒸気タービンの出力に比して大きいほど併用による熱経済の向上は大きい。

併用プラントの形式はこれを大別すると下記のとおり 4 種類となる。

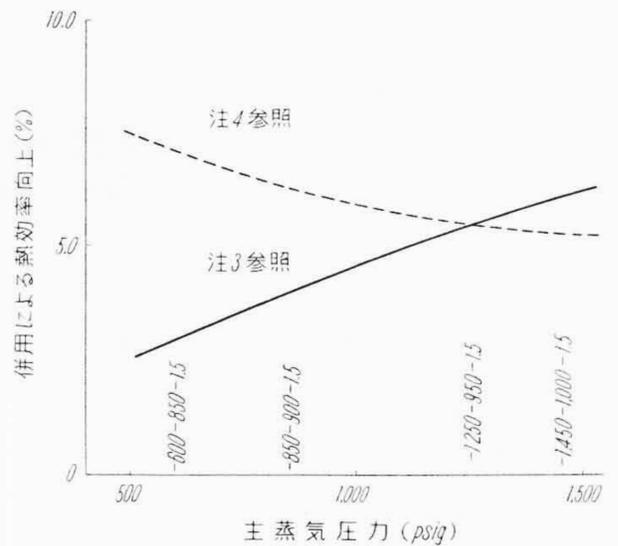
- (1) 廃熱回収サイクル
- (2) 空気タービン・サイクル
- (3) 排気燃焼サイクル
- (4) 過給ボイラ・サイクル

ここで述べた 4 つの形式の併用サイクルについて蒸気タービンの出力を 100%とした場合、ガスタービンの出力割合および併用サイクルによる熱効率の向上率の代表的な一例を第 5 図に示す。

むろんこの値はガスタービン、蒸気タービンの設計方式、作動条件、タービンの出力の大小などによって異なってくる。以下各形式についてさらに詳しく検討してみよう。

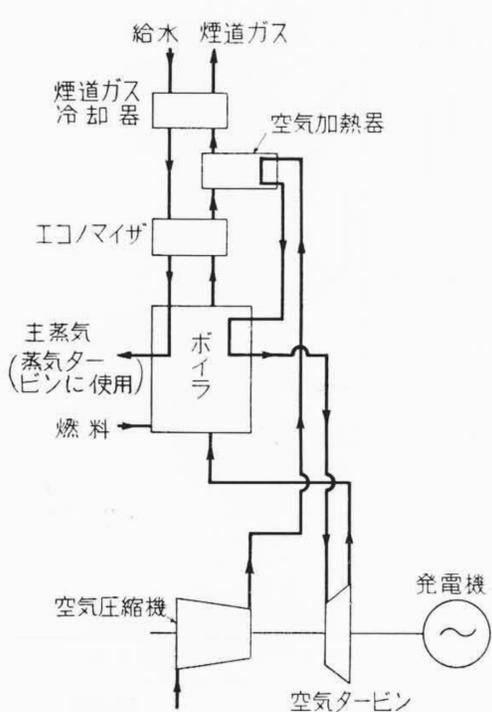


第6図 廃熱回収サイクルの一例

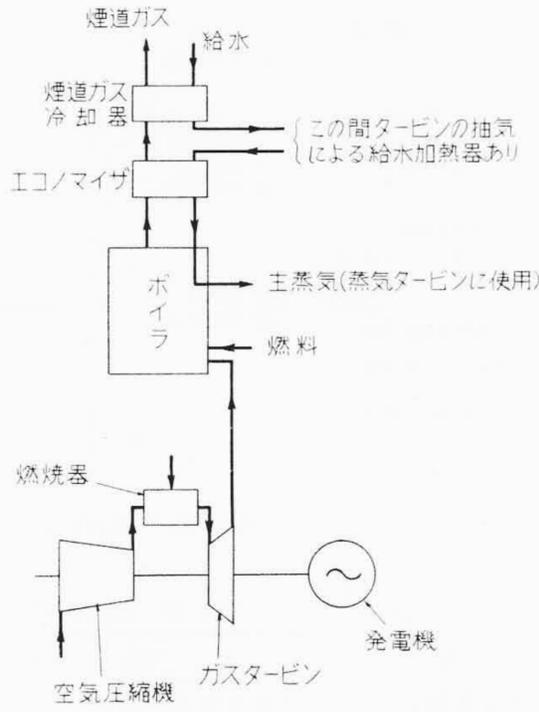


- 注: (1) 表中に記入の数値は主蒸気圧力 (psig) — 主蒸気温度 (°F) — 復水器真空 (”Hg ab) を示す
 (2) プラントの総合正味出力 50,000 kW
 (3) 実線は蒸気サイクル(単独)の主蒸気条件 1,250 psig — 950°F — 1.5” Hg ab を変えないで、併用サイクルの主蒸気条件をかえた場合の効率向上の割合を示す
 (4) 点線は単独サイクルと併用サイクルの主蒸気条件を同じにして比較したものを示す
 (5) ガスタービン入口温度は 750°C
 (6) ボイラはC重油使用し、空気過剰率は 1.1

第9図 排気燃焼サイクルによる熱効率の向上



第7図 空気タービンサイクル系統図



第8図 排気燃焼サイクル系統図

4.3 廃熱回収サイクル (併用サイクル, その1)

単一サイクル, ガスタービンで入口温度を 750~800°C にすると排気温度は約 450~500°C となり, この排気のもつ熱量を廃熱ボイラなどにて回収すればプラントとしての熱効率を著しく高めうる。特に廃熱ボイラよりの蒸気を工場用蒸気として使用する場合にはプラント効率は 60% 前後の値にすることもできる。第6図にその一例を示すとおりガスタービンを出た排ガスは二つの廃熱ボイラを通り大気中に放出される。

一方廃熱ボイラにより発生した蒸気の高圧側は一度蒸気タービンを通り, その排気は低圧ボイラよりの蒸気と合流して工場用蒸気として使われる。この形式のプラントは廃熱ボイラの仕様, 発生蒸気の使用法などを変えることにより種々の応用例が出てくる。

ほかの異なった応用例として, 現在据付けられている事業用大容量蒸気タービンプラントの給水ポンプをガスタービン駆動にし, その排気はボイラの燃焼用空気の一部として使用する方法がある。たとえば 2,400 psig, 1,050°F, 1,000°F, 175,000 kW タービンプラントの給水ポンプには約 5,000 kW の動力が必要であるのでこれに二軸ガスタービンを使用すれば負荷制御も簡易となりかつ総合プラント効率を 1% 程度良くすることができる。

本併用サイクルは蒸気タービンおよびガスタービンとも特別に新しく研究または調査を必要としないので現在ただちに実用が可能である。

4.4 空気タービンサイクル (併用サイクル, その2)

本サイクルの系統は第7図に示すとおりで, ガスタービン部には燃焼ガスは流れず高温空気が流れるので実際には空気タービンである。

その特長はタービンに燃焼ガスが流れないのでガスによる腐食または灰の沈積による事故などはまったくなくなる。また燃料として石炭を使えることも大きな利点であり, 併用による熱効率の改善は第5図に示すとおり 4% 前後である。

ただ問題は空気圧縮機を出た後の空気配管の大きさ, 寸法, 構造, 材質, 特にボイラにて熱交換する部分が問題である。実際的な面からみればこのサイクルより, 次に述べる併用サイクルのほうが

わが国の現状よりみて実用性に富んでいる。

4.5 排気燃焼サイクル (併用サイクル, その3)

4.3 にて述べたようにガスタービンの排気温度は 450~500°C で排気中の酸素は燃焼前に比して約 70% が残っているので燃料を吹き込めば燃焼を起させることは容易である。

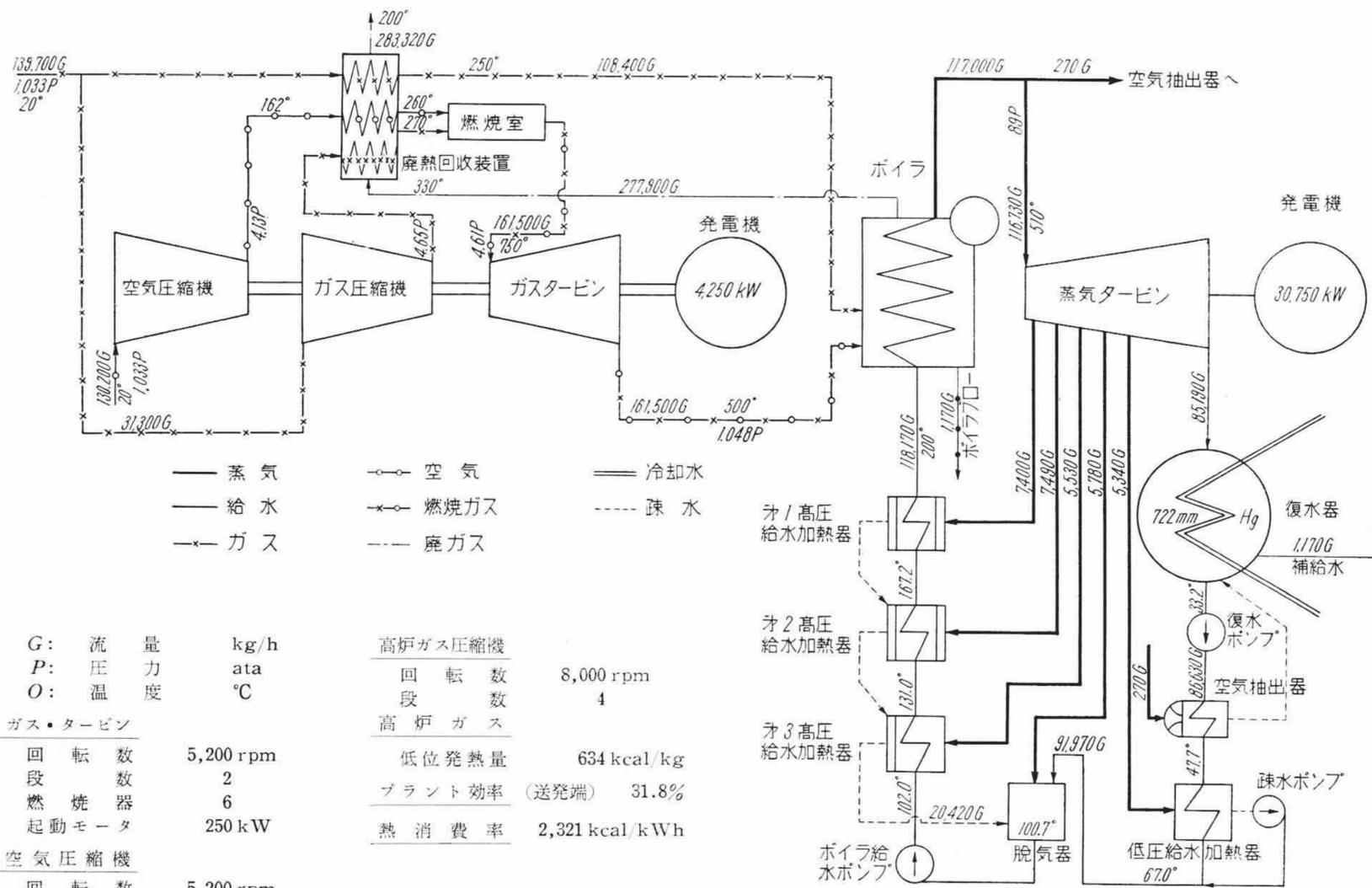
本サイクルは廃熱回収サイクルの廃熱ボイラを普通のボイラにとりかえてそこに燃料を吹き込み空気過剰率 1.1 くらいまで再燃焼させ, この際発生した蒸気を蒸気タービン駆動用に使用するものである。系統図を第8図に示す。

このサイクルが廃熱回収サイクルと異なるところはボイラーよりの主蒸気圧力温度をガスタービン側とは一応無関係に選ぶことができるのでいかなる高温高圧蒸気プラントとの併用も可能である。これに反して廃熱回収サイクルはガスタービン排気の温度によりおのずから蒸気条件が決ってくる。

この形式の併用サイクルによる熱効率向上の割合についてプラントの総合正味出力を 50,000 kW とした場合の例を第9図に示す。

図中実線は主蒸気条件 1,250 psig~950°F-1.5” Hg ab, 出力 50,000 kW の蒸気タービン単独のプラントに対する併用サイクルの比較を示している。たとえば併用サイクルで主蒸気 850 psig-900°F-1.5” Hg ab にすれば(この際の総合正味出力 50,000 kW) 4% 熱効率が改善されまた主蒸気条件 1,450 psig-1,000°F-1.5” Hg ab にすれば 6% 熱効率が良くなる。

さらにこれと異なった比較法が点線で示してある。これは主蒸気条件を単独サイクルと併用サイクルと同じにして比較したもので, たとえば主蒸気条件 600 psig-850°F-1.5” Hg ab のもとでは併用サイクルは単独サイクルに比して 7.1% 熱効率が良く, 同じく 1,450 psig



第 10 図 35,000 kW 併用プラント

第 1 表 35,000kW 併用プラントと普通プラントの比較

	単 位	併用プラント	普通プラント
蒸気タービン出力	kW	30,750	35,000
ガスタービン出力	kW	4,250	0
プラント総合出力	kW		35,000
蒸気タービン入口圧力	atg		88
蒸気タービン入口温度	°C		510
ボイラ蒸発量	t/h	135.0	154.0
給水温度	°C		200
復水器真空	mmHg		722
送電端プラント効率	%	31.8	30.2
送電端プラント効率比	%	105.3	100

—10,00°F —1.5"Hgab では併用により熱効率は 5.3% 良くなる。

このように併用サイクルの蒸気サイクル側の主蒸気温度は任意に選べるが、実際問題としては蒸気タービンの容量により最も経済的なものを使用するのが好ましく、これに関する発表例もある⁽⁴⁾。

プラントと総合正味出力が決まれば第 5 図に示すとおり、ガスタービンと蒸気タービンの出力の間にはほぼ一定の関係があるのでそれにより蒸気タービン出力を決め、これに対して Preferred Standard に示してある主蒸気条件を採用するのが妥当であると考え。

本併用サイクルはボイラ、ガスタービンとも在来の形式のものを多少変更するのみで使えるのでわが国で最も実用性に富み、かつそのための利得も大きいので現在種々に研究調査を行っており、その中から二つの例について次項にて具体的に説明をしよう。

4.6 併用サイクル (その 3) の具体例

わが国の現状に即した排気燃焼サイクルの具体的計画例を二つ簡単に述べる。

4.6.1 35,000 kW 併用プラント

まず最初の例は、製鉄所の高炉ガスを燃料とし計画したもので、第 10 図に示すとおりプラント総合出力は 35,000 kW (ただし補助動力は含まず) でガスタービンにて空気および高炉ガスを圧縮し再生器を通して燃焼室に送る。燃焼室を出たガスは 750°C にてガスタービンにはいり 500°C にてガスタービンを出てボイラの燃焼用空気としてボイラに送り込まれる。この際のガスタービンの出力は 4,250 kW である。

一方蒸気サイクルのほうはガスタービンの再生器で予熱された高炉ガスをガスタービン排気の使用によりボイラにて燃焼を行わせ蒸気を発生し 88 atg 510°C 722 mmHg の蒸気タービンにて 30,750 kW の出力をうる。

復水は給水加熱器、脱気器などを通して給水温度 200°C にてボイラにもどされる。

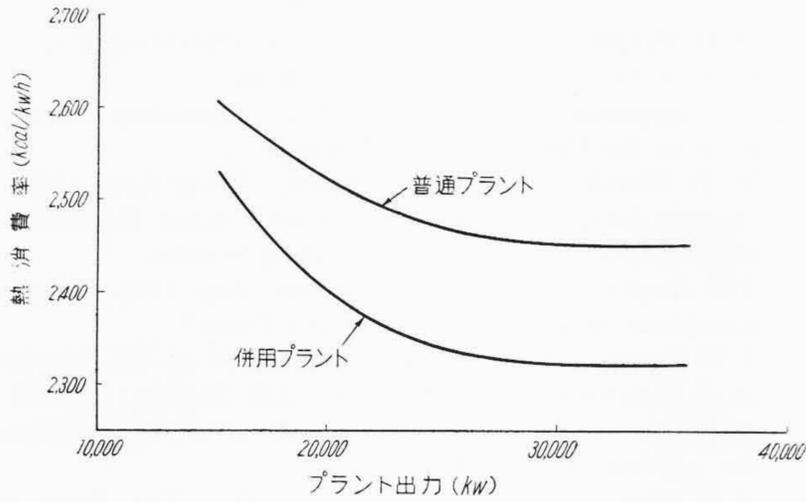
一方ボイラ排気は再生器を通り 200°C にて大気中に放出される。普通の蒸気プラントとの比較は第 1 表に示すとおりプラント効率は 5.3% 良くなっている。

各負荷における熱消費率は第 11 図のようになり普通プラントに比してあらゆる負荷時に熱消費率が少なくなっている。

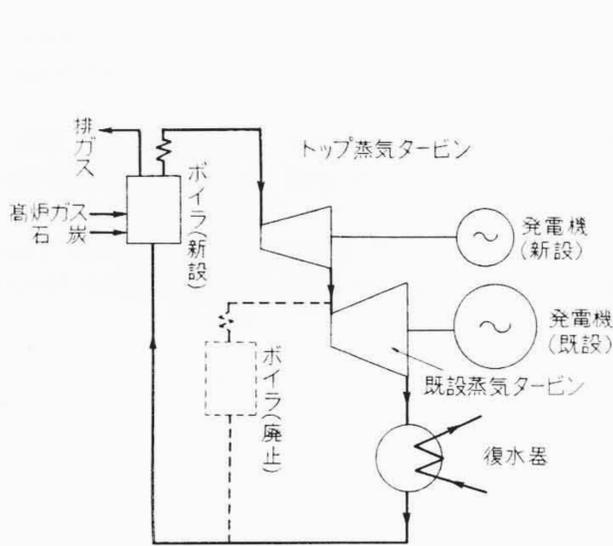
4.6.2 トップ蒸気タービンとトップガスタービン

既設の蒸気タービンプラントの効率向上のためには、従来はトップ蒸気タービンが考えられていたが、現在は併用プラントとしてトップ・ガスタービンプラントも考えることができる。ここでは既設 25,000kW プラントを例にとりてそれにトップ蒸気タービンおよびトップ・ガスタービンをつけた場合について比較検討をした。既設蒸気タービンプラントはタービン入口 25 atg 370°C、復水器真空 710mmHg で定格出力は 25,000kW で回転数は 3,600rpm、抽気は 2 段、給水温度は 102.3°C である。

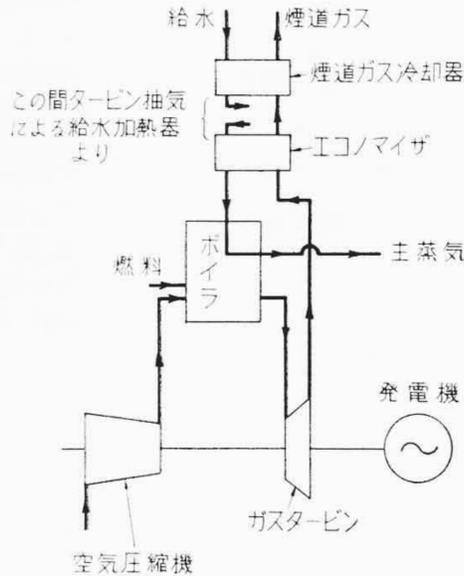
トップ蒸気タービンというのは第 12 図に示すように、ボイラおよびトップ蒸気タービンを新しく追加することによって、プラント効率を向上させようとするものでこの考え方は目新しいものではない。この場合トップ蒸気の主蒸気条件および出力は既設の蒸



第11図 35,000 kW 併用プラントの各負荷における熱消費率



第12図 トップ・蒸気タービンプラント系統図



第14図 過給ボイラ・サイクル系統図

気タービンの主蒸気条件および流量よりおのずから決まってくる。ボイラは高温高圧ボイラへと取りかえることが必要でそのほか給水ポンプ高圧給水加熱器、脱気器などが新しく必要になる。

新設ボイラの主蒸気は過熱器出口にて 101 atg 541°C 最大蒸発量 115,000 kg/h 給水温度は 220°C である。また燃焼方式は高炉ガスおよび石炭の混焼が可能にした。

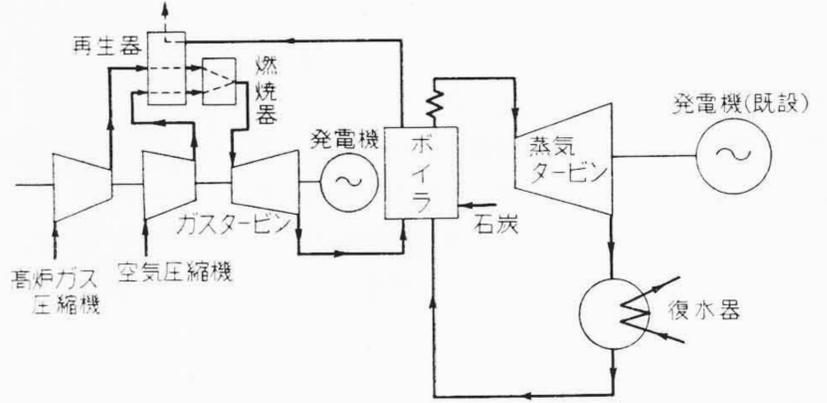
トップ・ガスタービンのほうは前述の併用プラント(その3)となり第13図に示すように既設ボイラの燃焼用空気を全部ガスタービンによって供給するのでガスタービンの出力はおのずから決まってくる。ガスタービンの出力は 5,100kW, ガス入口温度は 750°C 4.01 ata, 排気は温度および圧力は 500°C 150 mm 水柱で回転数 6,037 rpm の一軸ガスタービンを使用する。

この両者の効率および発電原価を比較すると第2表のようになる。

この表から明らかなようにすでに永い年月使った蒸気タービンプラントを手軽に改造して効率を良くするにはトップ・ガスタービンサイクルすなわち併用プラントにするのが最も経済的である。

4.7 過給ボイラ・サイクル (併用サイクルその4)

この形式は今まで述べた併用サイクルの中でガスタービンの出力が最も大きくなり熱効率の上昇も一番大きいもので系統図を第14図に示す。ガスタービンおよびボイラをまったく一体に組合わせたもので、普通のガスタービンから燃焼室を取り除きその代わりにボイラをガスタービンの燃焼器として使用する。ボイラはガスタービンの燃焼器と兼用になるので燃焼器の圧力に相当する圧力で運転され排ガスはちょうどガスタービン入口のガス温度になりボイラとして



第13図 トップ・ガスタービン系統図

の役目を果たしたのちにガスタービンに導かれ仕事をする。

このサイクルの特長は次のとおりである。

- (イ) 熱消費率が普通プラントに比して 5~9% よくなる。
 - (ロ) ボイラ大きさおよび重量が著しく減り、大容量ボイラでも工場組立が可能となり据付費および建家が小さくてよい。
 - (ハ) 急速起動が可能で負荷に対する応動もきわめて良好である。
 - (ニ) ボイラの押込みおよび吸出通風機はいらなくなる。
 - (ホ) 各機器間の配管が少なくすむ。
- しかしここで注意したいことは過給サイクルには二つの形式があり、一つはガスタービンにて出力を得ないもので、ほかの一つはガスタービンより出力をうるものである。

前者は、ガスタービンは単にボイラ用空気の圧縮機を駆動するのみで外部には出力を取り出さないため、通風機用動力が減るのみで前記特長の(イ)はなくなるがほかは残るので、特に小形軽量を必要とするプラント向であり、アメリカではこのプラントを艦艇用に使用している⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

後者は将来の発電用火力プラントとして最も興味あるサイクルであるが、わが国の実状としては排気燃焼サイクルの実績が出た後でないといふと実用は困難と思われる。

第2表 トップ蒸気タービンとトップ・ガスタービンプラントの効率発電原価比較

	単 位	トップ・タービン・サイクル	ガスタービン併用サイクル	既 設
既設蒸気タービン出力	kW	25,000	25,000	25,000
トップ・蒸気タービン出力	kW	11,100	—	—
トップ・ガスタービン出力	kW	—	5,100	—
蒸気タービン入口蒸気圧力	atg	97	25	25
蒸気タービン入口蒸気温度	°C	538	370	370
ボイラ蒸気発生量	t/h	140.3	122.0	122.0
給 水 温 度	°C	220	102.3	102.3
復 水 器 真 空	mmHg	722	722	722
蒸気タービン熱消費量	kcal/kWh	2,538	3,270	3,270
送電端プラント効率	%	27.0	22.5	21.6
建 設 費	%	367	100	—
発 電 原 価 比 較	%	98	97.5	100

ただ本サイクルは蒸気タービンとガスタービンの併用プラントとしては究極のものであり、それによって得られる効率の改善も最も大きいので、われわれは近い将来のためサイクルの研究にとどまらず加圧燃焼ボイラ、制御機構の研究を開始している。研究成果についてはそれがまとも次第別の機会に発表したい。

アメリカではすでに数多くの研究が行われており^{(7)~(11)}間もなく実用されることと思う。したがってわが国にてもこれの実用は時間の問題といってもさしつかえない。

5. 結 言

以上いろいろとガスタービンおよびその応用部分についてのべたが、本論文によってガスタービンの信頼度が最近蒸気タービンと同等になったことおよび蒸気タービンとガスタービンの併用によって手軽にプラント効率を著しく改善することができるという点について理解いただければ非常に幸である。

むろんこの併用プラントはわが国では実用されたものではなく現在研究の段階であり、具体的な計画にあたっては個々のプラントの立地条件によっても多少内容が異なることもあるものと考えられる。本文が、これらの諸問題の解決とガスタービンの進展の一助にもなれば幸甚とする次第である。

参 考 文 献

- (1) H. D. McLean: ASME. 58-GPT-18 Operating Experience of General Electric Gas Turbines.
- (2) J. O. Stephens: ASME. 59-GTP-17 Operating Experience in the Petro-Chemical Industry.
- (3) W. D. Marsh: Proc. of the Amer. Power Conf. 1958. How to Integrate Gas Turbines with other Generation in an Economical Utility Generating System.
- (4) J. D. Stephens: Power Engineering, Aug. 1958. Why a Combined Steam and Gas Turbine Plant?
- (5) J. W. Sawyer, H. M. Simpson: ASME. 58-A-46K Marine
- (6) R. C. Reisweber, J. W. Glessner, J. R. Shields: ASME. 58-SA-25 Design and Development of a Supercharger for a Pressure-Fired Boiler.
- (7) A. O. White: Combustion, June, 1956. The Place of the Gas Turbine in Electric Power Generation.
- (8) A. O. White: Mechanical Engineering, Dec. 1958. Combining the Gas-Turbine and Steam-Turbine.
- (9) E. L. Daman, E. L. Richardson: Proc. of the Amer. Power Conf., 1957. Economics of Medium Sized Supercharged Power Plants.
- (10) J. W. Mann: Proc. of the Amer. Power Conf. 1956. Thermodynamic Performance and Design of Steam-Gas Turbine Power Plants.
- (11) A. O. White: ASME. 57-A-264. The Combined Gas-Turbine-Steam-Turbine Cycle with Supercharged Boiler and its Fuel.



特 許 の 紹 介



特 許 第 252237 号

和 田 静 哉

蒸 気 タ ー ビ ン 保 護 装 置

蒸気タービンの低圧側に直結する復水器が内部の水管が破れるなどの原因で真空度を低下した場合、なんらの対策も講ずることなく放置すればタービンは出力を低下しそれによってさらに蒸気加減弁の開度を増してますます復水器の真空度の低下をきたす。このため復水器の破壊を検出し、保安のために蒸気加減弁を絞ろうとすることが考えられる。しかしながら蒸気加減弁はそもそも调速機系統の司令で開度が与えられるものであるから従来のもものではせっかく復水器保護装置の作動で加減弁が閉じても调速機系統の干渉を受けて加減弁が開かれ復水器保護の目的が達せられないことがあった。

この点を改良するために本発明では调速機系統の司令を蒸気加減弁に伝達する機構の途中に弾性体を介在させ、復水器の保護装置の司令によって蒸気加減弁が絞られている間はたとえ调速機系統が蒸気加減弁をひらこうとする司令を出しても、それは前記の弾性体の変位の中に吸収されて蒸気加減弁に干渉しないようにした。

図で1はタービンの復水器、2は復水器が破損した場合にそれを検出して蒸気加減弁3を絞る動作を行う復水器保護装置、4は调速機である。调速機の司令はロッド5により蒸気加減弁作動用配圧弁6に伝えられるが、途中にバネ7を介在しているので配圧弁6に動作を与えるレバーが復水器保護装置からの司令である状態におかれているときは、调速機系統からの司令はこのバネの変形に吸収されてしまい実際的に蒸気加減弁に作用を及ぼすことがない。これにより復水器の保護は確実となった。(高橋)

